

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВОГО ЛЕПЕСТКОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А.
МГТУ (МАИ), г. Москва

Лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП) на сегодняшний день являются наиболее перспективным типом подшипников с газовой смазкой при их использовании в качестве опорных узлов роторов высокоскоростных турбомашин. В авиакосмической технике эти подшипники используются: в турбохолодильниках систем кондиционирования самолетов - более двух десятилетий, космических энергетических установках с электромашинным преобразованием энергии - около 10 лет испытаний в наземных условиях; ведутся теоретические и экспериментальные исследования по созданию турбонасосного агрегата жидкого водорода, в последние годы ведутся работы по созданию вспомогательных силовых установок самолетов.

Надежность и ресурс турбомашин во многом определяются работоспособностью подшипниковых узлов. Поэтому разработка новых конструкций ЛГП с улучшенными рабочими характеристиками, а также теоретические и экспериментальные исследования ЛГП имеют большое значение для создания надежных турбомашин.

Некоторые результаты теоретического анализа ЛГП опубликованы в работах [1-3].

Разработанная с участием авторов конструкция осевого ЛГП [4] хорошо зарекомендовала себя в реальных турбомашинах. Однако с увеличением энергонапряженности турбомашин возрастает потребность в повышении несущей способности подшипников, уменьшении осевого люфта ротора, способности выдерживать большие осевые усилия при пуске.

Авторами разработана новая конструкция осевого ЛГП, существенно улучшающая его рабочие характеристики по сравнению с использовавшейся ранее конструкцией [4]. Получено положительное решение о выдаче патента на изобретение.

В настоящей статье приводится краткое описание конструкции, описание метода расчета и результаты расчетов осевого ЛГП: несущая способность, частота всплывтия (наступление газодинамического режима трения), нагрузочные характеристики осевого лепесткового газодинамического подшипника для старой и новой конструкции.

На рис.1 показана схема сечения осевого подшипника в окружном направлении.

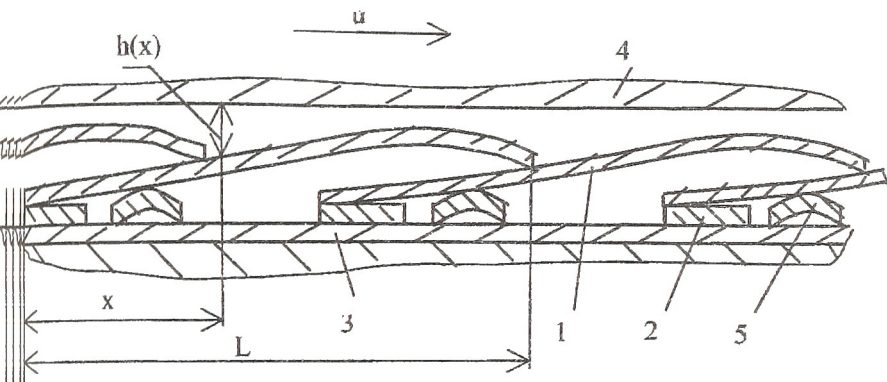


Рисунок 1 - Схема осевого ЛГП

Каждый лепесток 1 (общее число лепестков равно Z_L) длиной L в окружном направлении и толщиной H_L закреплен на опорном элементе 2, который в свою очередь закреплен на плите 3. В смазочном слое толщиной $h(x)$ между профилированной в виде дуги окружности частью лепестка и вращающейся пятой ротора 4 возникает избыточное давление, воспринимающее осевую нагрузку со стороны ротора. Основное отличие новой конструкции от старой [4] заключается в установке под каждым лепестком арочной пружины 5. Пружины 5 служат для восприятия основной части нагрузки со стороны пяты, что позволяет придавать лепесткам начальную форму, более оптимальную с точки зрения несущей способности смазочного слоя.

В расчетной модели приняты следующие основные допущения.

Ротор вращается с постоянной угловой скоростью. Плоскость пяты ротора параллельна плоскости плиты осевого ЛГП. Задача симметрична в окружном направлении. Все лепестки нагружены одинаково. При расчете реальная форма лепестка в виде сектора заменяется на прямоугольник с шириной B , равной размеру лепестка в радиальном направлении и длиной L , равной длине лепестка в окружном направлении по среднему радиусу. Для учета влияния на рабочие характеристики различной скорости движения пяты на внутреннем и внешнем диаметрах осевой подшипник может быть разбит на несколько кольцевых зон, при этом лепестки в каждой зоне представляют собой прямоугольники с шириной, равной ширине кольцевой зоны в радиальном направлении и длиной L , равной длине ле-

лепестка в окружном направлении по среднему радиусу зоны. Лепесток имеет профилировку только в продольном направлении. Форма профилировки совпадает с профилировкой лепестка, которую он имеет по цилиндрическому сечению подшипника со средним радиусом зоны. Толщина лепестка мала по сравнению с его длиной и шириной, поэтому при расчете справедливы все соотношения теории пластин. Радиус кривизны лепестков достаточно большой, поэтому длина дуги лепестка принимается равной длине ее проекции на ось координат. Все нагрузки, действующие на лепесток, направлены перпендикулярно плате подшипника. Перемещения лепестка малы по сравнению с его длиной L .

При принятии этих допущений получим, что силы между лепестковыми элементами не меняются в радиальном направлении. Определение перемещений лепестка или пружины, имеющей в радиальном сечении геометрический момент инерции J , сводится к определению перемещений балки, имеющей такой же, как у пластины, момент инерции J и модуль упругости E^* , определяемый по формуле:

$$E^* = \frac{E}{1 - \mu^2},$$

где μ - коэффициент Пуассона.

Для расчета характеристик лепесткового осевого подшипника необходимо решение упругогидродинамической задачи. Процесс решения задачи разбивается на два последовательно повторяющихся этапа:

- вычисление давления в смазочном слое между пятой вала и лепестками;
- вычисление перемещений лепестков и профиля смазочного слоя под действием давления в смазочном слое.

Поскольку начальная форма смазочного слоя неизвестна, вычислительный задачи носит итерационный характер. Итерационный процесс заканчивается, когда давление смазочного слоя на предыдущей и последующей итерациях будет отличаться на заданную малую величину.

Для вычисления давления в смазочном слое используется двумерное уравнение газовой смазки для бесконечно длинного подшипника:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 p \frac{dp}{dx} - \Lambda p h \right) = 0, \quad \text{где } h -$$

приведенная толщина смазочного слоя, p - безразмерное давление смазочного слоя, Λ -параметр сжимаемости газа. Это уравнение решается методом конечных разностей.

Перемещения лепестков под действием давления в смазочном слое и сил, действующих со стороны соседних лепестковых элементов, вычисляется как сумма перемещений от сосредоточенных сил. При этом

распределенная нагрузка давления смазочного слоя заменяется отдельными сосредоточенными нагрузками так, чтобы центр тяжести и равнодействующая давления смазочного слоя не изменялись. Перемещения лепестков от сосредоточенной силы F вычисляются по уравнению упругой балки, шарнирно опертой по краям:

$$\delta(x) = F \frac{[\alpha x^3 - L^2(\alpha - \alpha^3)x]}{6E^*J},$$

где $\alpha = \frac{L - x_F}{L}$, x — координата вычисляемого перемещения лепестка,

x_F — координата точки приложения силы F .

Начальное положение лепестков, от которого вычисляется перемещение, определяются как положение недеформированных лепестков, свободно опертых друг на друга.

Для нахождения сил, возникающих между лепестками, опорными элементами и пружинами при воздействии на лепесток давления смазочного слоя используется известный из сопромата метод сил. В силу симметричности задачи рассматривается только один лепесток вместе с окружающими его смежными лепестками, пружиной и опорными элементами. ЛГП. Координаты приложения сил находятся итерационно из условия непроникновения указанных элементов подшипника друг в друга.

На рис. 2 - 5 приведены результаты расчетов ЛГП старой и новой конструкции. На графиках показано влияние на рабочие характеристики ЛГП количества кольцевых зон, на которые разбит ЛГП, и максимальной величины износа антифрикционного покрытия лепестков (Износ антифрикционного покрытия происходит в процессе приработки при пусках — остановках ротора и на рабочих режимах при больших осевых нагрузках).

При расчетах задавались исходные данные, соответствующие существующим осевым ЛГП. Наружный диаметр ЛГП — 37 мм. Внутренний диаметр ЛГП — 19 мм. Число лепестков — 5. Рабочий газ — воздух. Давление окружающей среды равно атмосферному. Толщина лепестков, пружин и опорных элементов равна 0,14 мм. Толщина антифрикционного покрытия равна 0,015 мм.

При расчетах предельной несущей способности и частоты всплывания ротора минимально возможный зазор в смазочном слое принят равным 2 мкм. Принято также, что минимальное расстояние от расчетного положения пяты до положения пяты при полном раздавливании пакета лепестков ЛГП должно быть не менее 5 мкм (условие сохранения упругих свойств пакета).

На рис. 2 и 3 представлены расчеты относительной предельной несущей способности F старой и новой конструкции ЛГП при изменении частоты вращения ротора.

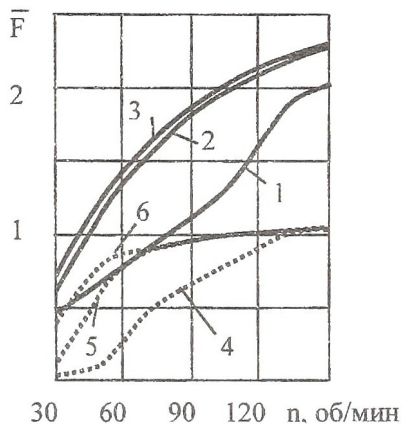


Рисунок 2

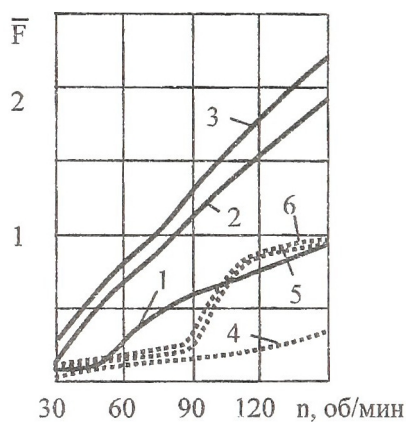


Рисунок 3

На рис. 2. представлены расчеты для ЛГП с одной кольцевой зоной, на рис. 3 — с разбивкой ЛГП на пять кольцевых зон. Зависимости 1, 2 и 3 даны для новой конструкции по мере увеличения максимально допустимой величины износа антифрикционного покрытия лепестков — соответственно 0, 5 и 10 мкм. Зависимости 4, 5 и 6 даны для старой конструкции по мере увеличения максимально допустимой величины износа антифрикционного покрытия лепестков — также соответственно 0, 5 и 10 мкм.

Как видно из графиков, предельная несущая способность у новой конструкции существенно выше, чем у старой. Несущая способность обеих конструкций существенно возрастает при увеличении износа до 5 мкм (что является допустимой величиной) и относительно слабо возрастает при дальнейшем увеличении износа до 10 мкм. Снижение предельной не-

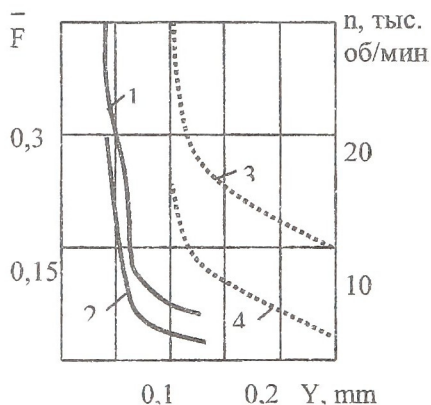


Рисунок 4

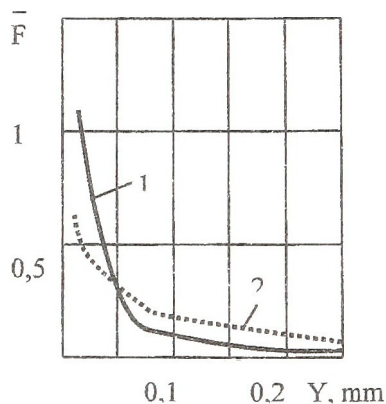


Рисунок 5

сушей способности ЛГП при разбивке на 5 кольцевых зон по сравнению с одной зоной вызвано учетом того фактора, что на внутреннем диаметре ЛГП несущая способность меньше, чем на среднем диаметре. С увеличением скорости вращения это различие уменьшается.

На рис. 4. представлены расчеты частоты всплытия ротора и несущей способности ЛГП в зависимости от расстояния Y между расчетным положением пяты и положением пяты при полном раздавливании пакета лепестков. ЛГП разбит на пять кольцевых зон. Максимальная величина износа равна 5 мкм.

Зависимости 1 и 3 показывают частоту всплытия ротора соответственно для новой и старой конструкции. Зависимости 2 и 4 показывают соответствующую зависимостям 1 и 3 относительную несущую способность ЛГП. Как видно из графиков, при одном и том же Y частота всплытия для новой конструкции значительно ниже, чем у старой. Это позволяет снижать износ антифрикционного покрытия при пусках остановках, а также уменьшать допустимый осевой люфт ЛГП при сохранении интенсивности износа покрытия.

На рис. 5. представлены расчеты нагрузочных характеристик (1 – новая конструкция, 2 – старая). ЛГП разбит на пять кольцевых зон. Максимальная величина износа равна 5 мкм. Можно отметить, что при больших значениях несущая способность новой конструкции меньше, чем старой, а при малых значениях Y – наоборот. Такая характеристика более оптимальна как с точки зрения работы ЛГП во время запуска ротора (малые нагрузки), так и при рабочих режимах (большие нагрузки).

Из приведенных результатов расчетов следует, что новая конструкция осевого ЛГП по своим характеристикам значительно превосходит старую конструкцию [4]. Турбомашины с осевыми ЛГП данной конструкции имеют более высокую несущую способность на рабочих режимах и при пуске, меньший осевой люфт, меньший износ при пусках – остановках ротора.

Список литературы

1. Oh K. P., Rohde S.M. A theoretical Investigation of the Multikeaf Journal Bearing Trl of ASME, J. Appl. Mechan., 1976. V. 98,N2, p. 237-242.
2. Левина Г. А., Бояршинова А. К. Определение реакций лепесткового подпятника с газовым смазочным слоем. - Машиноведение, 1985, №4, с. 82-88.
3. Пешти Ю.В. – Газовая смазка. 1993 Москва, МГТУ им. Баумана.
4. Захарова Н.Е., Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А. и Адлер Ю.Р. Газодинамическая осевая опора. А. С. СССР № 1754949, 1992 г.